Начальник
Главного управления
промышленной арматуры
_____ Д.А.БИРЮКОВ
"___"_____1972г.

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

МЕТОДИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО
РАСЧЕТА ОБРАТНЫХ КЛАПАНОВ

РТМ 26 - 07 - 140 - 72

---

* Снято ограничение срока действия.

(1) Приказом ~~Главного управления~~ Союзпромарматуры № 16
от "11" февраля 1976г. срок введения установлен
с "1" января 1977г. ~~на срок до "1" января 1982г.~~

(2) ~~Срок действия продлен до 01.01.87.~~

* (3) ~~Срок действия продлен до 01.01.92.~~

(4) ~~Срок действия продлен до 01.01.97.~~

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) распространяется на обратные подъемные угловые и поворотные клапаны и устанавливает методику гидравлического расчета обратных клапанов на стадии проектирования и рациональный выбор их протсчной части.

gost.e-ecolog.ru

1. ОБЩАЯ ЧАСТЬ

1.1. Расчет применяется для обратных подъемных клапанов с золотниками, имеющими направление в седле (черт.1), и золотниками, имеющими направление в крышке клапана (черт.2), а также для обратных поворотных однодисковых клапанов с полуосями, размещенными в основном проходе клапана (черт.3), имеющих четыре исполнения дисковых затворов: типы А, Б - вогнутый, типы В, Г - плоский.

Геометрические размеры дисков, отнесенные к диаметру условного прохода D_y , даны в таблице

Тип диска	$\frac{H}{D_y}$	$\frac{R}{D_y}$	$\frac{R_1}{D_y}$	$\frac{r}{D_y}$	$\frac{l}{D_y}$	$\frac{m}{D_y}$	$\frac{s}{D_y}$	$\frac{h_1}{D_y}$	$\frac{h}{D_y}$	γ°	β°
А	0,125	1,310	—	—	—	—	0,02				—
Б	0,150	1,025	1,75	0,075	0,15	—	—	0,005	0,03	30	—
В	0,120	—	—	—	—	0,26	—				20
Г	0,110	1,300	—	—	—	—	—				—

1.2. Настоящий РТМ применим при следующих средах, физических и геометрических величинах:

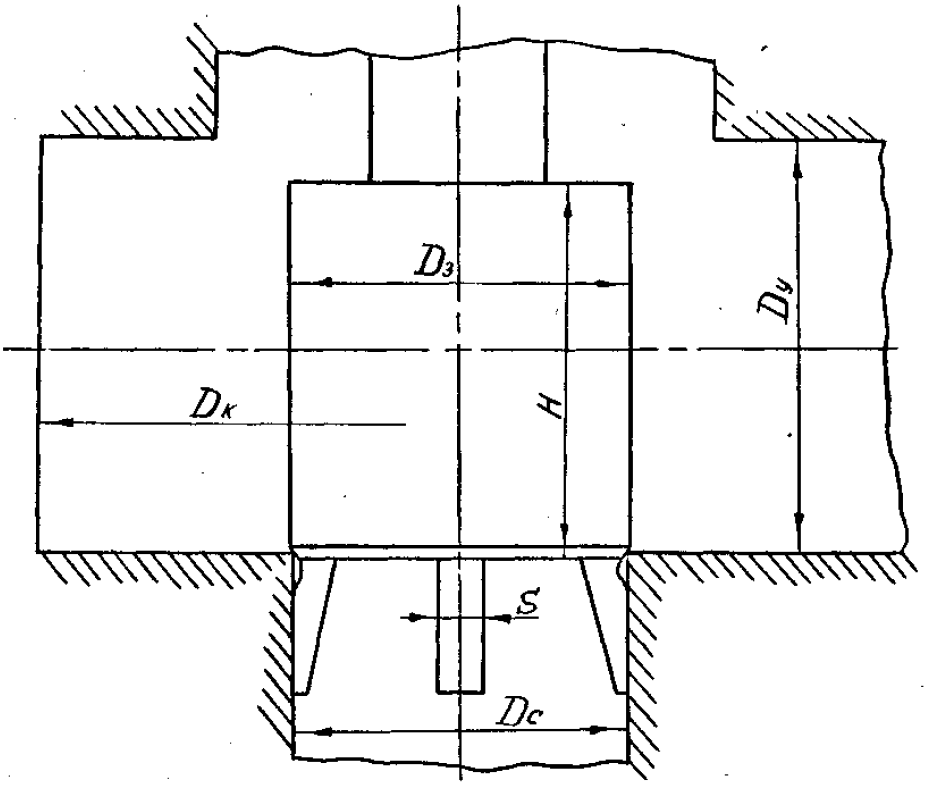
4 а) давление - ~~до 64 атм;~~ до 6,3 МПа ;

б) условный проход для подъемных клапанов - D_y от 15 до 150, для поворотных клапанов - D_y от 50 до 500;

в) температура - любая;

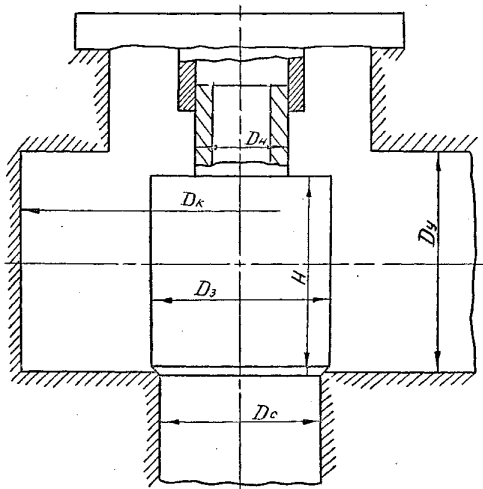
г) рабочие среды - однофазные жидкие среды с кинемати-

5568-72 29/XII 72



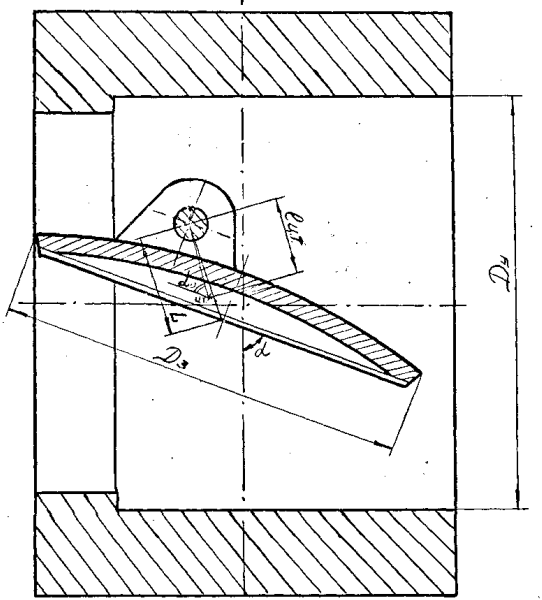
Черт. 1

Инв. № подлин.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
5568-72	[illegible]			



Черт. 2

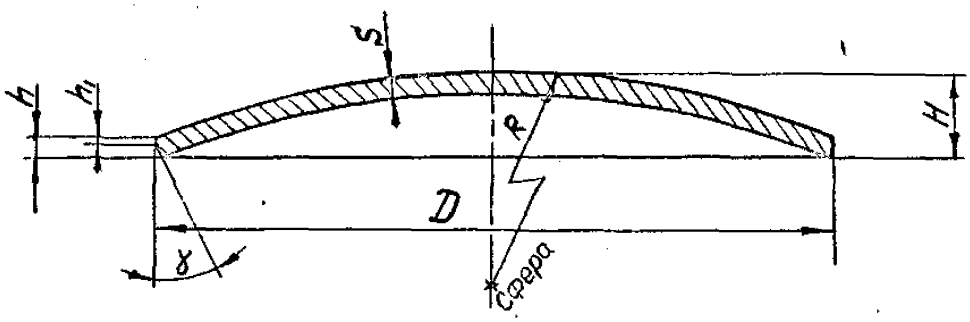
Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
5568-72	29/XII-72			



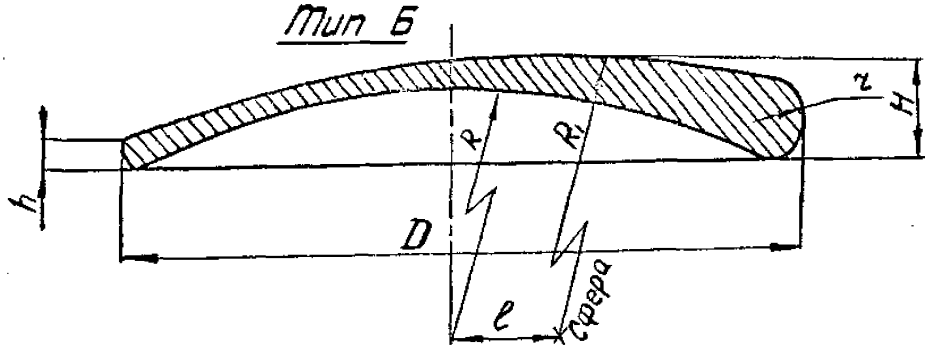
Черт. 3

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подпись и дата
5568-12 | 29.12.88

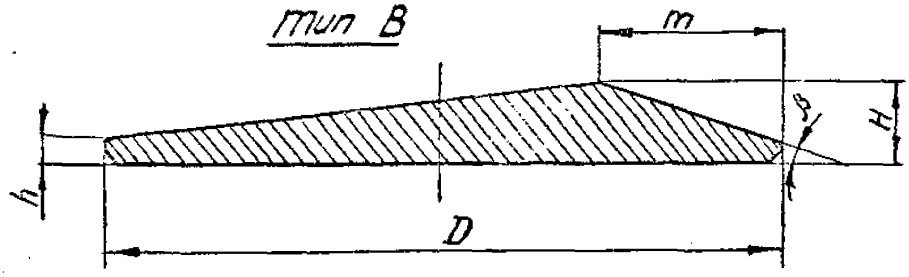
Тип А



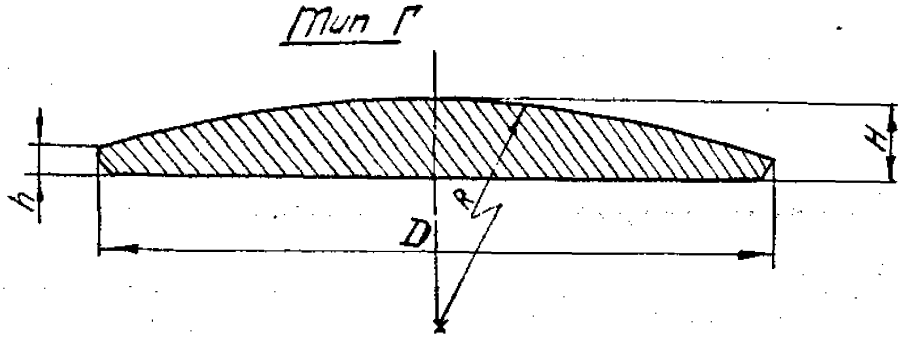
Тип Б



Тип В



Тип Г



Черт. 4

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
3668-72	29/XII-72			

ческими вязкостями, близкими к вязкости воды;

д) режим движения среды - в области квадратичного сопротивления, $Re \geqslant 2 \times 10^4$.

1.3. Методика расчета применима для клапанов, имеющих следующую геометрию проточной части:

а) обратные подъемные клапаны:

- диаметр седла D_c равен условному проходу D_y, то есть $\frac{D_c}{D_y} = 1$;

- отношение диаметра золотника $D_з$ к D_y (относительный диаметр золотника) равно 1,2 , $\frac{D_з}{D_y} = 1,2$;

- отношение диаметров камер $D_к$ к D_y (относительный диаметр камеры) равно: $\frac{D_к}{D_y} = 1,5$; $\frac{D_к}{D_y} = 1,75$;

- отношение ширины направляющих перьев золотника S к D_y (относительная ширина направляющих перьев) равно 0,15, $\frac{S}{D_y} = 0,15$ (для конструктивного исполнения золотника, представленного на черт.1);

- отношение наружного диаметра направляющего хвостовика $D_н$ к D_y (относительный диаметр направляющего хвостовика) равно 0,75 , $\frac{D_н}{D_y} = 0,75$ (для конструктивного исполнения золотника, представленного на черт.2);

- отношение высоты золотника H к D_y равно $\frac{H}{D_y} = 0,5$;

б) обратные поворотные клапаны:

- отношение диаметра седла D_c к диаметру условного прохода D_y равно 0,97, $\frac{D_c}{D_y} = 0,97$;

- отношение диаметра диска $D_з$ к диаметру условного прохода D_y равно 1,0 , $\frac{D_з}{D_y} = 1,0$;

- угол наклона плоскости уплотнительной поверхности седла относительно оси потока равен 90°, $\alpha_c = 90°$;

5568-72 29/ийдр

- отношение расстояния от оси вращения диска до оси геометрического центра диска к диаметру условного прохода равно 0,15, $\frac{L}{D_y}$ =0,15.

2. ЗАДАЧИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

2.1. Настоящий РТМ устанавливает при заданных условном проходе D_y и рабочей среде γ, ν последовательность решения следующих задач:

3 а) определение коэффициента ~~гидравлического~~ сопротивления ζ клапана и потери давления ΔP на клапане при заданном расходе Q (скорости V) рабочей среды;

3 б) определение коэффициента ~~гидравлического~~ сопротивления ζ и потери давления ΔP на клапане по заданному значению подъема золотника h (или относительному подъему $\frac{h}{D_y}$ для подъемных клапанов и по заданному углу поворота диска α - для поворотных клапанов;

3 в) определение величины подъема золотника h - для подъемных клапанов и угла поворота диска α - для поворотных клапанов, а также потери давления ΔP на клапане по заданному коэффициенту ~~гидравлического~~ сопротивления ζ

г) определение гидродинамического усилия и максимальной высоты подъема золотника для золотников с направлением в крышке (черт.2) - для подъемных клапанов и определение величины гидродинамического момента и максимального угла поворота диска - для поворотных клапанов в зависимости от режимных параметров и конструктивных размеров;

д) выбор материала затвора.

5568-72 29/XII 1972

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КЛАПАНОВ

3.1. Данные для расчета:

(4) γ – удельный вес рабочей среды, ~~кг/м³~~ $Н/м^3$;

(4) ν – кинематическая вязкость рабочей среды, ~~кг²/сек~~ $м^2/с$;

D_y – диаметр условного прохода клапана, м .

(3) В основу расчета положены полученные экспериментальным путем зависимости коэффициента ~~гидравлического~~ сопротивления ζ и относительного подъема золотника $\frac{h}{D_y}$ от безразмерного критерия, названного удельным динамическим напором $\frac{\gamma v^2}{gq}$,

(4) где γ – удельный вес рабочей среды, ~~кг/м³~~ $Н/м^3$;

(4) v – скорость рабочей среды на входе в клапан, ~~м/сек~~ $м/с$;

(4) g – ускорение свободного падения, ~~м/сек²~~ $м/с^2$;

(4) q – вес затвора, приходящийся на единицу площади седла, ~~кг/м²~~ $Н/м^2$

$$q = \frac{G}{\frac{\pi D_c^2}{4}} \qquad (1)$$

где G – вес затвора.

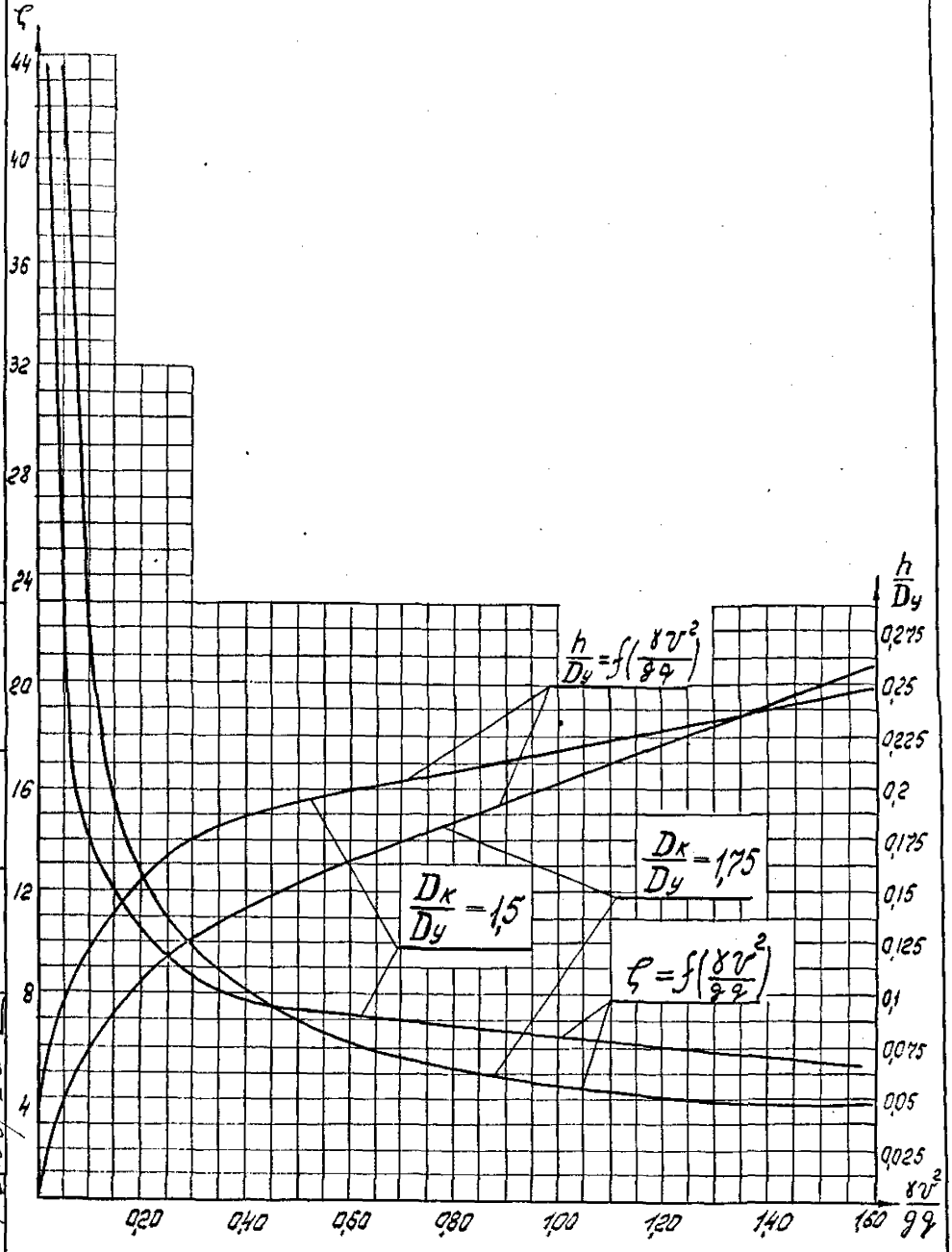
(3) Зависимости коэффициента ~~гидравлического~~ сопротивления и относительной величины подъема золотника $\frac{h}{D_y}$ от удельного динамического напора $\frac{\gamma v^2}{gq}$, соответственно $\zeta = f\left(\frac{\gamma v^2}{gq}\right)$ и $\frac{h}{D_y} = f\left(\frac{\gamma v^2}{gq}\right)$ для золотников с направлением в седле приведены на черт.5, для золотников с направлением в крышке – на черт.6.

Аналогичные зависимости для поворотных клапанов $\zeta = f\left(\frac{\gamma v^2}{gq}\right)$ и $\alpha = f\left(\frac{\gamma v^2}{gq}\right)$ от удельного динамического напора $\frac{\gamma v^2}{g q_{прив}}$ представлены на черт.7,8.

Здесь

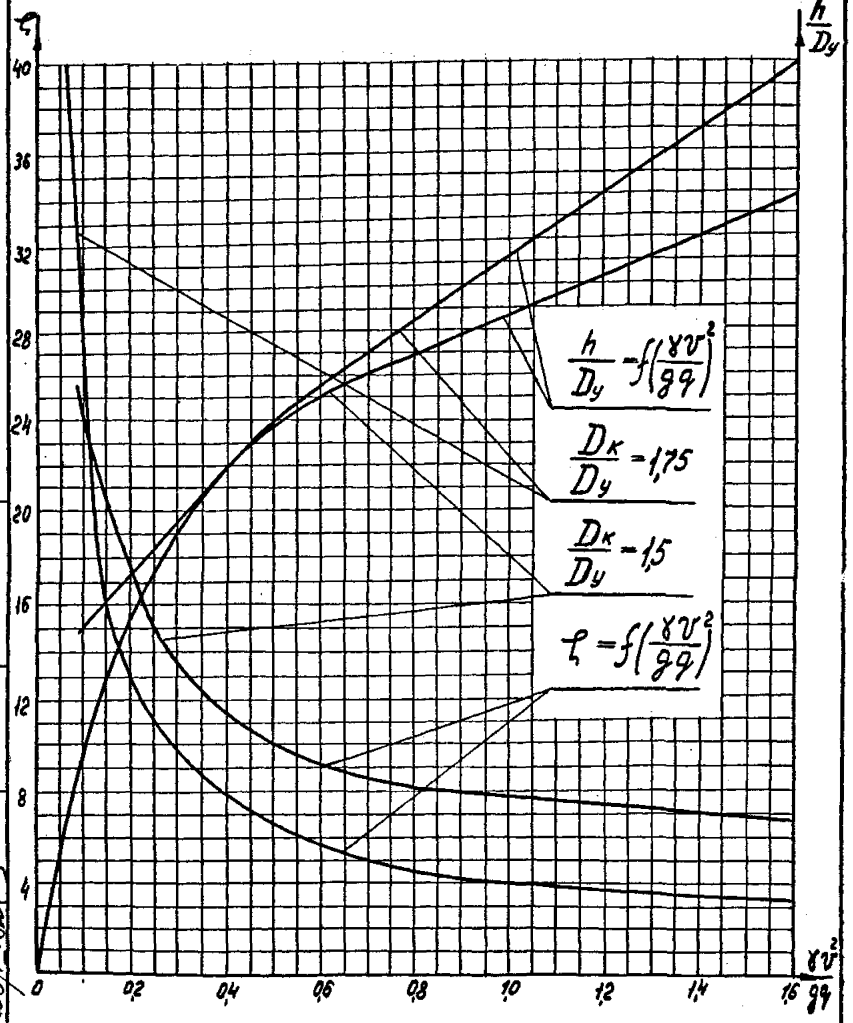
$$q_{прив} = \frac{G}{\frac{\pi D_c^2}{4}} \cdot \frac{l_{ц.т}}{L} \cdot \sin(\alpha_0 + \alpha), \qquad (2)$$

5568-72 29/кг дм



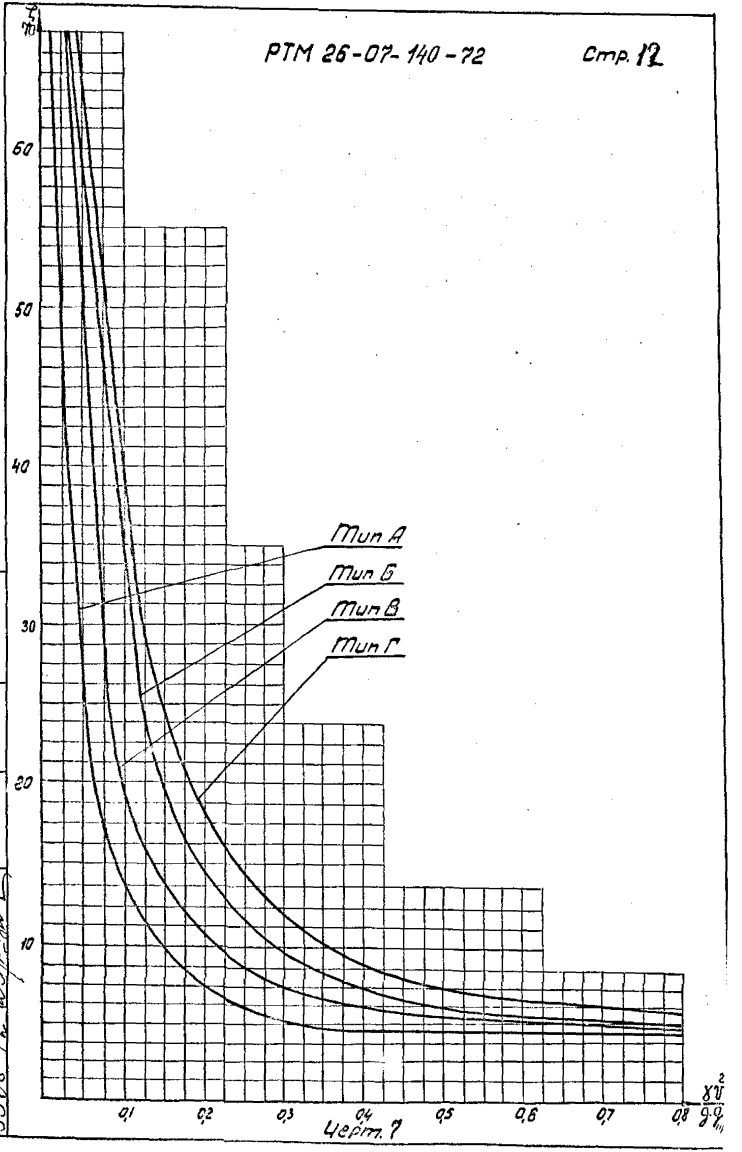
Черт. 5

Инв. № подлин.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
5568-72	29/XII 84			



Черт. 6

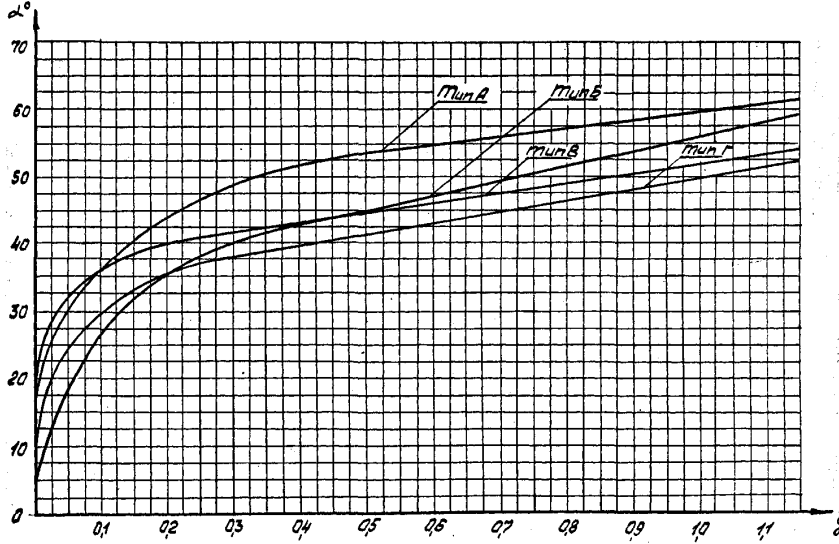
Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подпись и дата



Черт. 7

Инв. № подлин.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
5568-72	29/VIII 78			

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
5568-76				



Черт. 8

РТМ 26-07-160-72 Стр. 13

где $\ell_{цт}$ - расстояние от оси вращения затвора до центра тяжести системы подвижных частей затвора,

Ψ - вес которых равен G, м;

L - расстояние от оси вращения затвора до геометрического центра диска (до центра седла), м ;

α° - угол открытия затвора.

Поскольку экспериментальные зависимости действительны только для режимов квадратичного сопротивления ($Re \geq 2 \times 10^4$), то для проектируемых клапанов перед гидравлическим расчетом необходимо определить режим течения. Для этого используются следующие расчетные зависимости:

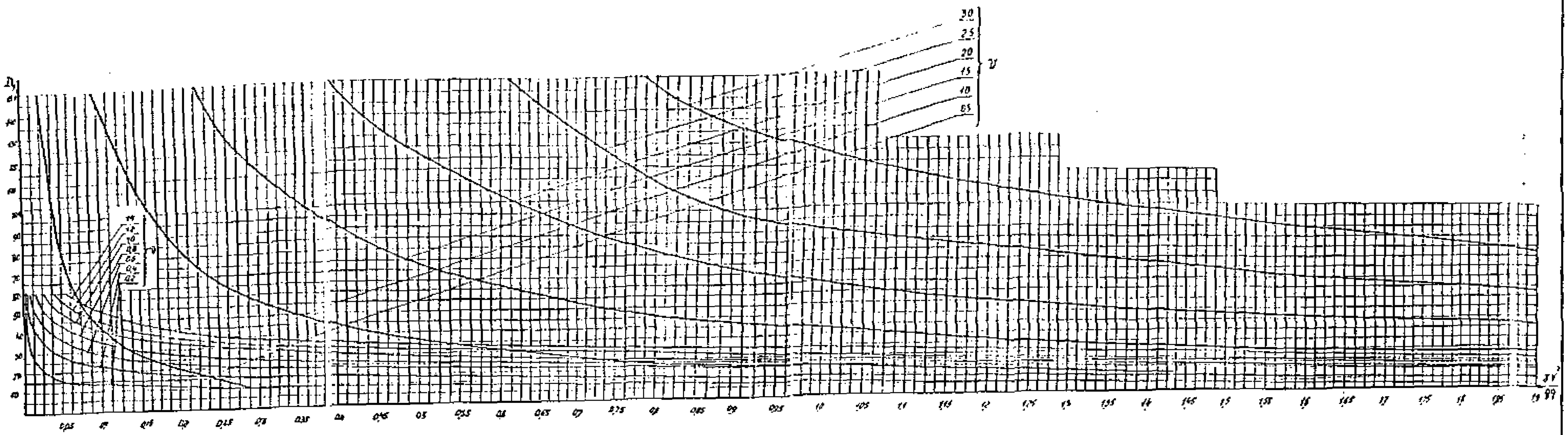
а) зависимость условного прохода D_y от удельного динамического напора $D_y = f\left(\frac{\gamma V^2}{gq}\right)$ при постоянной скорости $V = const$, а также зависимость D_y от удельного динамического напора при постоянной вязкости $\nu = const$ (при $Re \geq 2 \times 10^4$); зависимости $D_y = f\left(\frac{\gamma V^2}{gq}\right)$ при $V = const$ и $\nu = const$ приведены на черт.9, 10, 11, 12 и 13 для $\frac{\gamma}{\gamma_з} = 0{,}1$; функция $D_y = f\left(\frac{\gamma V^2}{gq}\right)$ при $V = const$ построена для диапазона V от 0,5 до 3 м/сек; функция $D_y = f\left(\frac{\gamma V^2}{gq}\right)$ при $\nu = const$ построена для диапазона ν от $0{,}2 \cdot 10^{-6}$ до $1{,}4 \cdot 10^{-6}$ м^2/сек;

б) зависимость относительной величины отношения удельного веса среды и затвора $\left(\frac{\gamma}{\gamma_з}\right) / \left(\frac{\gamma}{\gamma_з}\right)_{0,1}$ от относительной величины удельного динамического напора $\left(\frac{\gamma V^2}{gq}\right) / \left(\frac{\gamma V^2}{gq}\right)_{0,1}$ приведена на графике черт.14 ,

где $\frac{\gamma}{\gamma_з}$ - отношение удельного веса среды к удельному весу затвора;

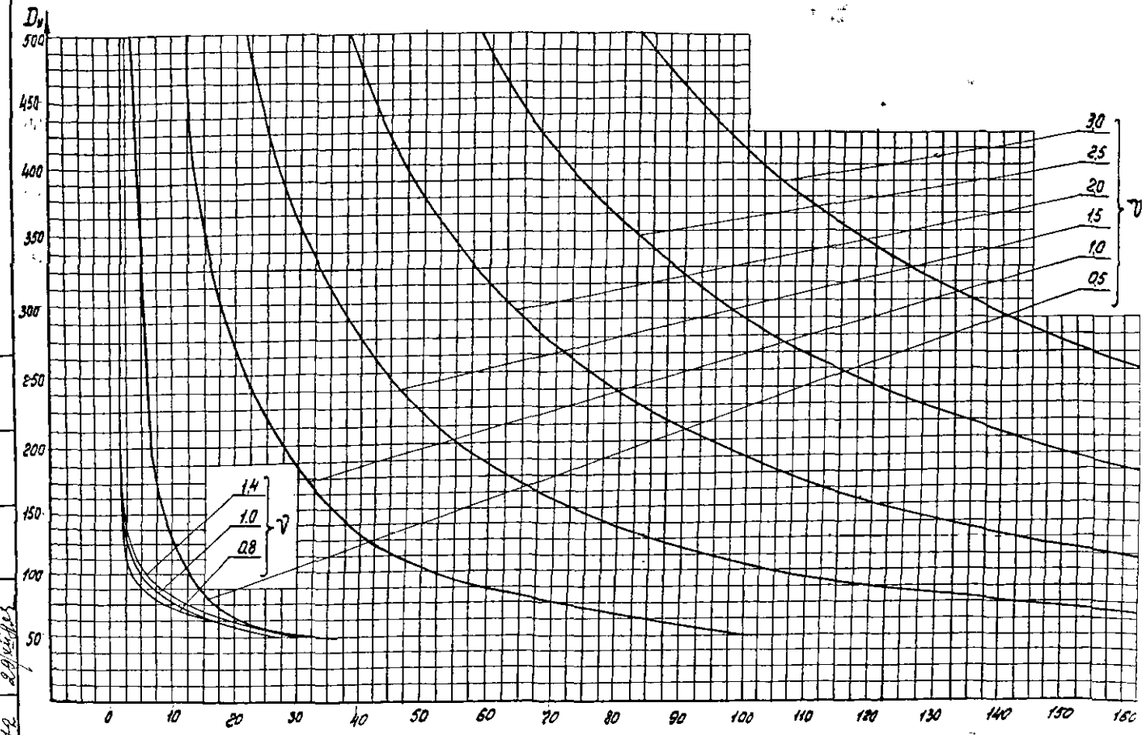
$\left(\frac{\gamma}{\gamma}\right)_{0,1}$ - значение отношения, равное $\left(\frac{\gamma}{\gamma_з}\right)_{0,1} = 0{,}1$;

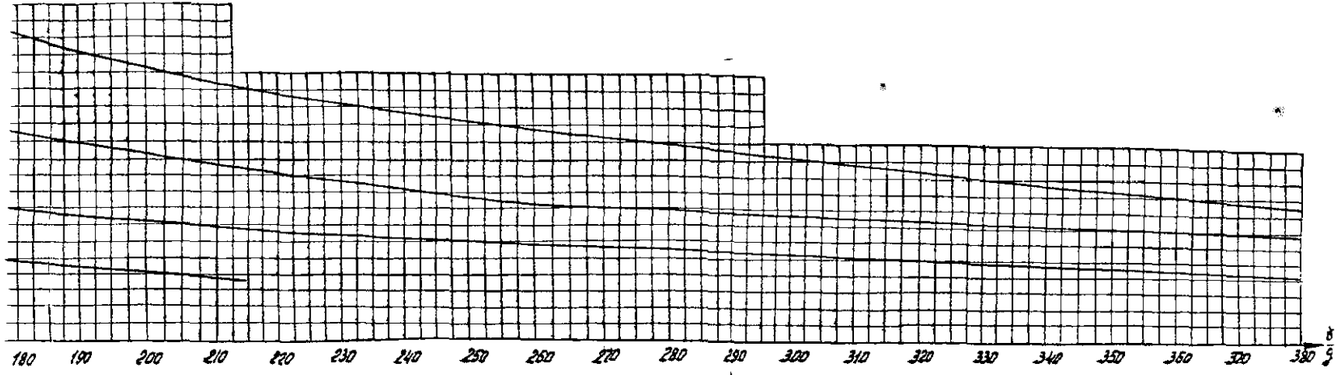
6568-72 29/XII-72



Черт 9

Тип А

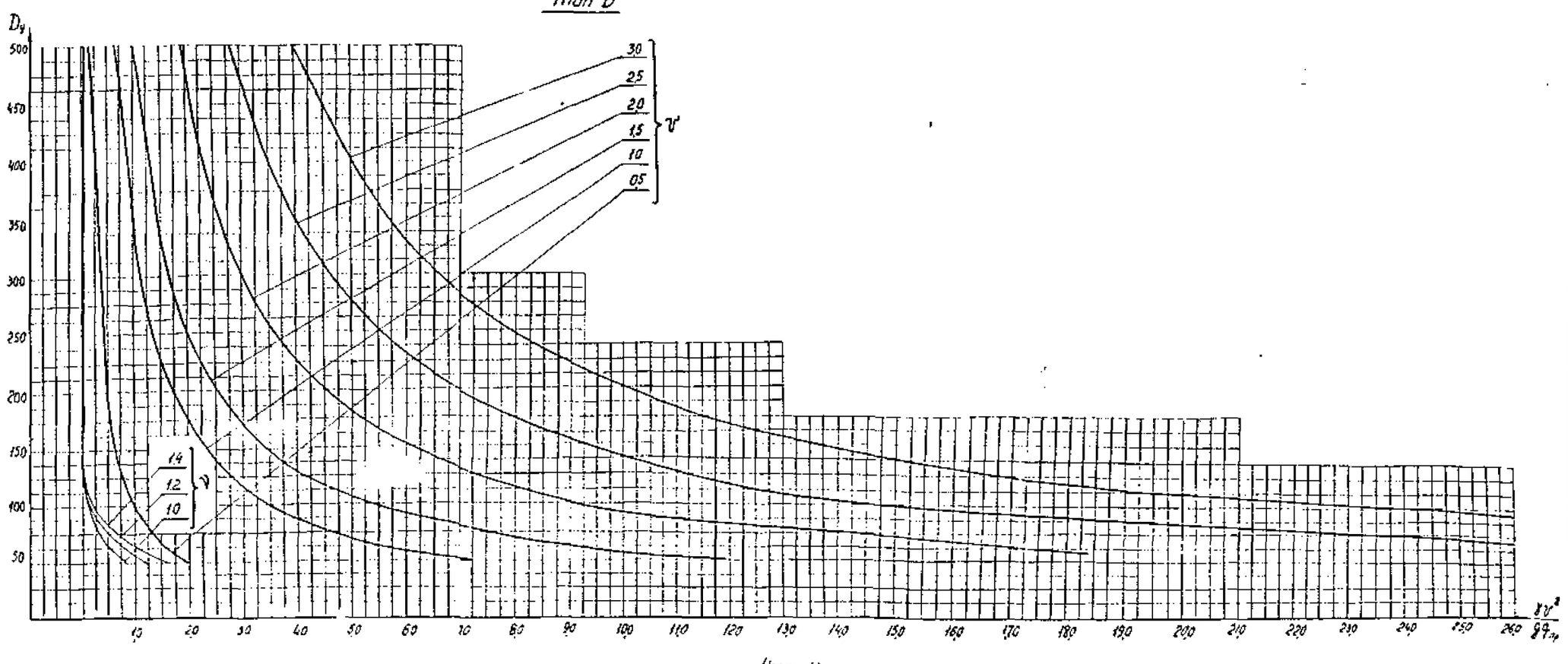




Черт. 10

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
168-72	8.9.72			

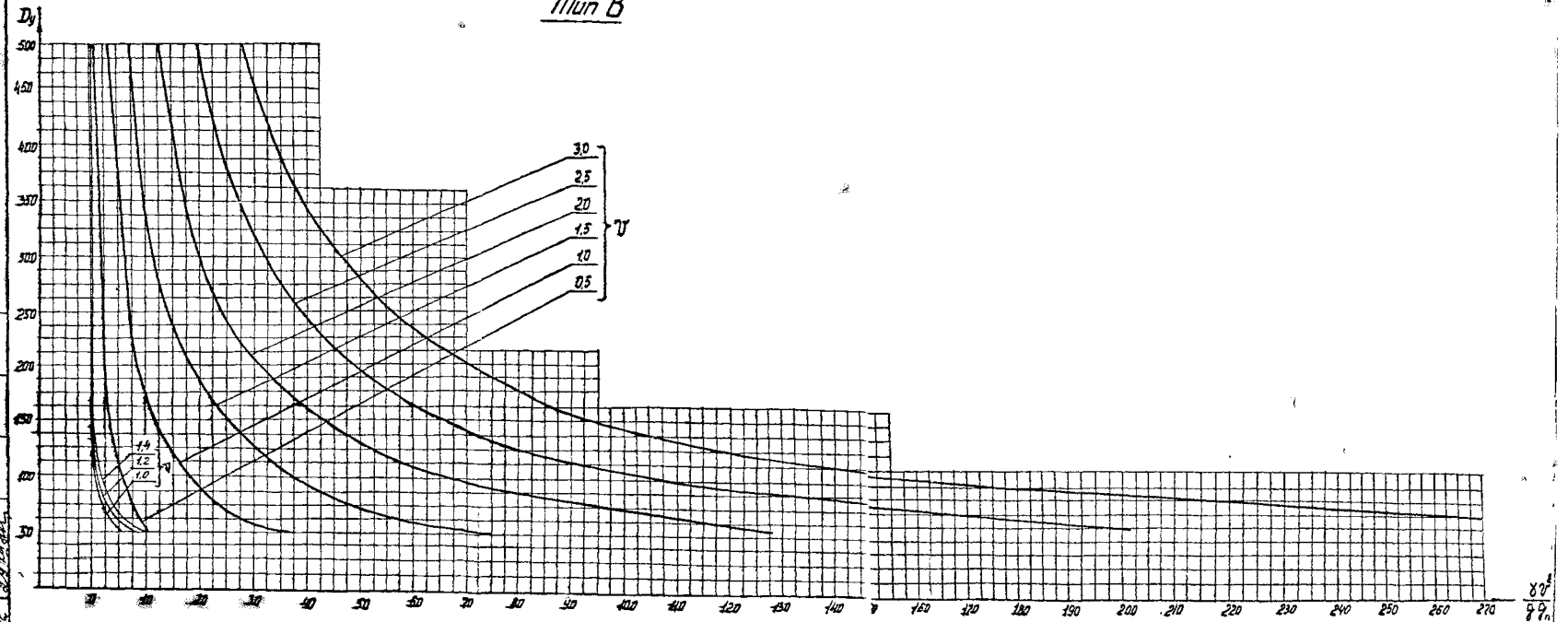
Тип Б



D_y
500
450
400
350
300
250
200
150
100
50
30
25
20
15
10
05
ν
1.4
1.2
1.0
ν
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
110
120
130
140
150
160
170
180
190
200
210
220
230
240
250
260
$\frac{\gamma v^2}{g q_{тр}}$

Черт 11

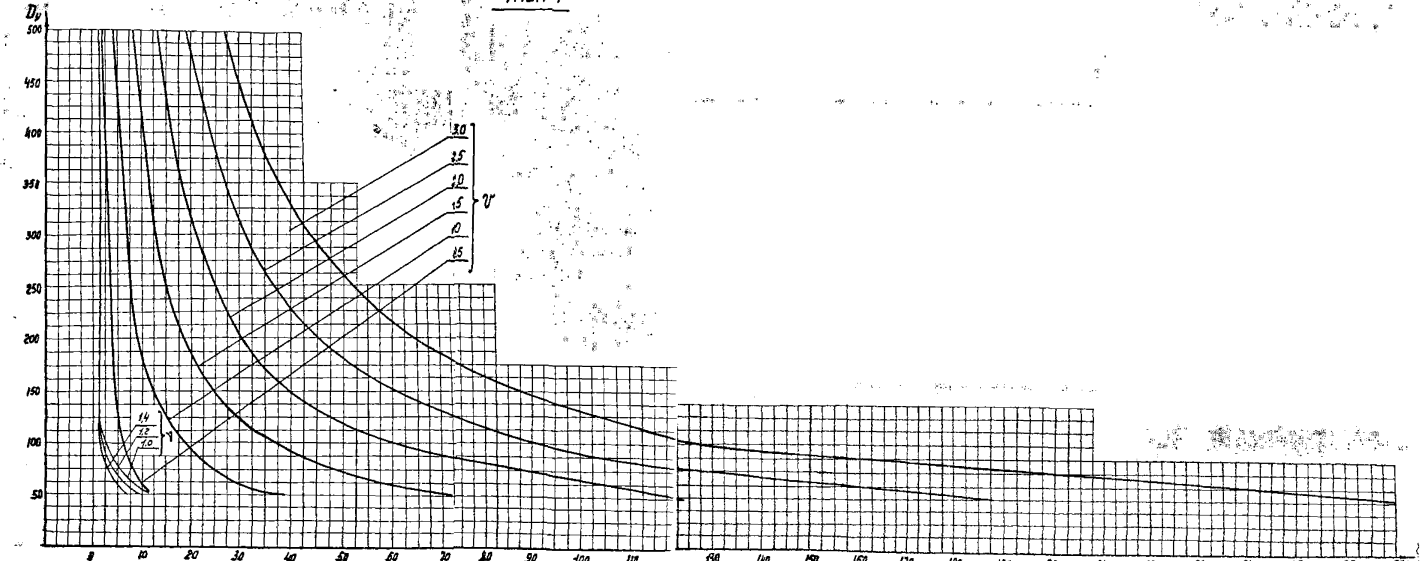
Тип В



Черт. 12

Инв. N подл. 5568-72 | Подпись и дата | Взам. инв. N | Инв. N дубл. | Подпись и дата

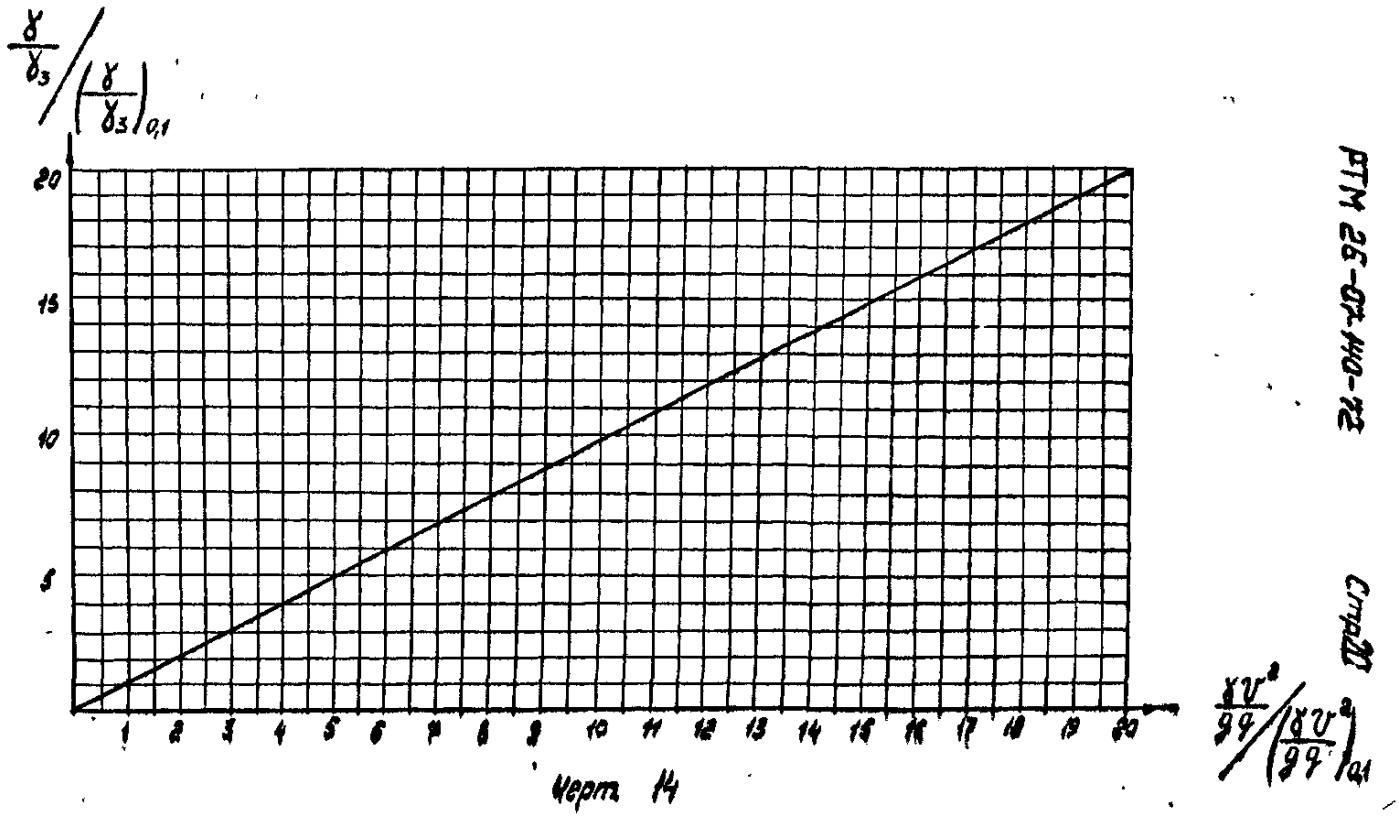
Тип Г



Черт. 13

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
5568-72	[illegible]			

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата
5568-72	29/XII			



Черт. 14

РТМ 26-07-140-72

Стр. 20

$\left(\frac{\gamma v^2}{2g}\right)$ - значение удельного динамического напора при отношении удельного веса среды и золотника, равное $\frac{\gamma}{\gamma_3}$.

В соответствии с задачами гидравлического расчета режим течения определяется следующим образом.

3.2. Задано:

а) рабочая среда γ, ν;

б) расход рабочей среды Q или скорость V;

в) диаметр условного прохода D_y;

г) материал золотника γ_3.

По черт.9 (для подъемных клапанов) и по черт.I0, II, I2, I3 (для поворотных клапанов) находим точку на пересечении кривых $V = const$ и соответствующих значений диаметров условного прохода D_y, абсцисса которой является удельным динамическим напором. Если данная точка лежит выше кривой, соответствующей вязкости ν, то $Re \geqslant 2 \times 10^4$, и приведенные на черт.5, 6, 7 и 8 зависимости коэффициента ~~гидравлического~~ сопротивления ζ и относительного хода $\frac{h}{D_y}$ (угла поворота α) от удельного напора применимы для расчета. Действительное значение удельного динамического напора $\frac{\gamma v^2}{2g}$ при $\frac{\gamma}{\gamma_3} \neq 0{,}1$ определяется по черт.I4.

3.3. Задано:

а) коэффициент ~~гидравлического~~ сопротивления ζ;

б) рабочая среда γ, ν;

в) диаметр условного прохода D_y.

По черт.5, 8, I4 по коэффициенту ~~гидравлического~~ сопротивления ζ определяется удельный динамический напор $\frac{\gamma v^2}{2g}$.

По графику (черт.I4) найденный дина-

Инв. № подл. 5569-72 | Подп. и дата 29/XII | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дата

мический напор приводится к удельному напору при $\frac{\gamma}{\gamma_3}$ =0,1. Затем по черт.9, 10, 11, 12 и 13 находят точку на пересечении значения найденного удельного динамического напора и значения диаметра условного прохода D_u. Если найденная точка лежит выше соответствующей кривой $\nu = const$, режим течения – при $Re \geq 2 \times 10^4$.

3.4. Задано:

а) рабочая среда γ, ν;

б) диаметр условного прохода D_y;

в) относительный подъем $\frac{h}{D_y}$ или угол поворота диска α.

По черт.5, 6 для подъемных клапанов или черт.7, 8 для поворотных клапанов определяется удельный динамический напор по относительному подъему $\frac{h}{D_u}$ или углу поворота диска α. По графику черт.14 найденный динамический напор приводится к удельному динамическому напору при $\frac{\gamma}{\gamma_3}$ =0,1. Затем по черт.9, 10, 11, 12, 13 находится точка на пересечении найденного значения удельного динамического напора и значения диаметра условного прохода. Если точка располагается выше соответствующей кривой, режим течения – при $Re \geq 2 \times 10^4$.

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОБРАТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ КЛАПАНОВ

3 4.1. Определение коэффициента ~~гидравлического~~ сопротивления и потери давления на клапане.

4.1.1. Задано:

а) рабочая среда γ, ν;

5568-72 29/XII-72

б) диаметр условного прохода D_y ;

в) расход среды Q (скорость среды V).

4.1.2. Определяется удельный динамический напор по п.3.2.

3-4.1.3. Определяется коэффициент ~~гидравлического~~ сопротивления ζ по черт.5 или 6 в зависимости от типа затвора.

4.1.4. Рассчитывается потеря давления на клапане по формуле:

$$\Delta P = \zeta \frac{\gamma V^2}{2g} \qquad (3).$$

4.2. Определение гидравлического сопротивления ζ и потери давления ΔP на клапане

4.2.1. Задано:

а) рабочая среда γ , ν ;

б) диаметр условного прохода D_y ;

в) подъем золотника $\frac{h}{D_y}$.

4.2.2. По заданному $\frac{h}{D_y}$ определяется удельный динамический напор по черт.5, 6.

4.2.3. Определяется режим течения по п.3.4.

4.2.4. По найденному удельному динамическому напору 3-определяется коэффициент ~~гидравлического~~ сопротивления ζ по черт.5, 6.

4.2.5. Рассчитываются потери давления на клапане ΔP по формуле (3).

4.3. Определение величины подъема золотника h и потери давления на клапане ΔP .

5568-72 29/XII-72

4.3.1. Задано:

а) рабочая среда γ, ν ;

б) диаметр условного прохода D_v ;

3 в) коэффициент ~~гидравлического~~ сопротивления ζ .

4.3.2. По заданному ζ определяется удельный динамический напор по черт.5, 6.

4.3.3. Определяется режим течения по п.3.3.

4.3.4. По найденному удельному динамическому напору определяется величина относительного подъема золотника по черт. 5, 6.

4.3.5. Определяется потеря давления на клапане по формуле(3).

4.4. Определение гидродинамического усилия, действующего на золотник, и максимальной высоты подъема золотника для золотников с направлением в крышке

4.4.1. Определяется относительный ход $\frac{h}{D_v}$ по удельному динамическому напору $\frac{\gamma v^2}{g q}$ (черт.5).

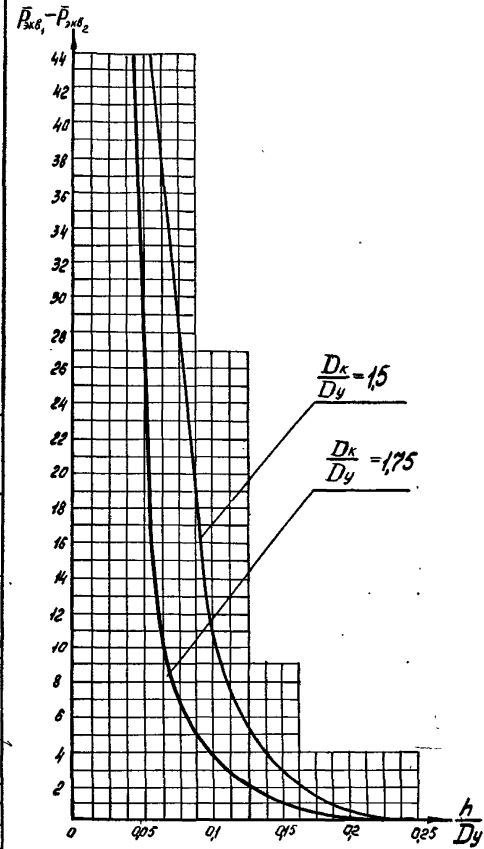
4.4.2. Определяется коэффициент подъемной силы $\mathcal{X}=\bar{P}_{экв_1}-\bar{P}_{экв_2}$ по графику зависимости величины $\bar{P}_{экв_1}-\bar{P}_{экв_2}$ от относительного хода $\frac{h}{D_v}$ (черт.15),

где $\bar{P}_{экв_1}-\bar{P}_{экв_2}$ — безразмерные аргументы, называемые эквивалентными коэффициентами давления, определяемые экспериментально.

4.4.3. Определяется величина гидродинамического усилия P (подъемной силы), действующего на золотник, по формуле:

$$P=\frac{\pi D_v^2}{4}\cdot\frac{\gamma v^2}{2g}\left(\bar{P}_{экв_1}-\bar{P}_{экв_2}\right) \qquad (4)$$

568-72 29/VII-72



Черт. 15

Инв. № подл. | 5568-42 | Подпись и дата | 29.12.72 | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подпись и дата

Из графика черт.15 следует, что максимальная высота подъема достигается при коэффициенте подъемной силы, равном нулю, то есть $\alpha = 0$.

4.5. Выбор материала затвора

4.5.1. Задано:

а) рабочая среда γ , ν ;

б) диаметр условного прохода D_y .

4.5.2. По черт.9 находится точка пересечения значения диаметра условного прохода D_y и кривой, соответствующей вязкости $\nu = const$.

Абсцисса данной точки определит минимальный удельный динамический напор $\left(\frac{\gamma v^2}{2g}\right)_{min}$, а кривая скорости, проходящая через данную точку, определит минимальную скорость для режима $Re \geq 2 \times 10^4$ при отношении $\frac{\delta}{D_3} = 0,1$.

4.5.3. По одной из заданных величин:

③ а) коэффициенту ~~гидравлического~~ сопротивления ζ ,

б) относительному ходу $\frac{h}{D_y}$,

в) скорости среды v —

определяется $\frac{\gamma v^2}{2g}$ по черт.5, 6 и 9.

4.5.3. Удельный вес материала золотника рассчитывается по формуле:

$$\gamma_3 = \frac{10 \gamma \cdot \left(\frac{\gamma v^2}{2g}\right)_{min}}{\frac{\gamma v^2}{2g}} \ кг/м^3 \qquad (5)$$

5568-72 кг/см²

5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОБРАТНЫХ ПОВОРОТНЫХ КЛАПАНОВ

5.1. Определение гидравлического сопротивления и потери давления на клапане

5.1.1. Задано:

а) рабочая среда γ , ν ;

б) диаметр условного прохода D_y ;

в) расход рабочей среды Q (скорость V) ;

г) материал золотника $\gamma_з$.

5.1.2. Определяется удельный динамический напор $\frac{\gamma V^2}{g q_{пров.}}$ по п.3.2.

5.1.3. По полученному значению $\frac{\gamma V^2}{g q_{пров}}$ определяются угол поворота диска и величина гидравлического сопротивления ζ по черт.7 и 8 , в зависимости от профиля диска.

5.1.4. Определяются потери давления ΔP на клапане по формуле (3).

5.2. Определение гидравлического сопротивления и потери давления на клапане

5.2.1. Задано:

а) рабочая среда γ , ν ;

б) диаметр условного прохода D_y ;

в) угол поворота диска α .

5.2.2. Определяется удельный динамический напор в зависимости от угла поворота α (черт8).

5.2.3. Определяется режим течения по п.3.4.

3 5.2.4. По найденному значению удельного динамического напора определяется коэффициент ~~гидравлического~~ сопротивления (черт.7).

5568-72 2д/кт

5.2.5. Определяется потеря давления на клапане ΔP по формуле (3).

5.3. Определение величины угла поворота диска и потери давления на клапане

5.3.1. Задано:

а) рабочая среда γ , ν ;

б) диаметр условного прохода D_y ;

в) коэффициент сопротивления ζ .

5.3.2. По заданному значению коэффициента сопротивления определяется удельный динамический напор $\frac{\gamma v^2}{g q}$ (черт.7).

5.3.3. Определяется режим течения по п.3.3.

5.3.4. По найденному значению удельного динамического напора определяется угол поворота по черт.8.

5.3.5. Определяется потеря давления ΔP по формуле (3)

5.4. Определение гидродинамического момента, действующего на золотник, и максимального угла поворота золотника

5.4.1. Определяется угол поворота α по удельному динамическому напору $\frac{\gamma v^2}{g q_{прив}}$ по черт.8.

5.4.2. Определяется коэффициент подъема золотника "m" по черт.16.

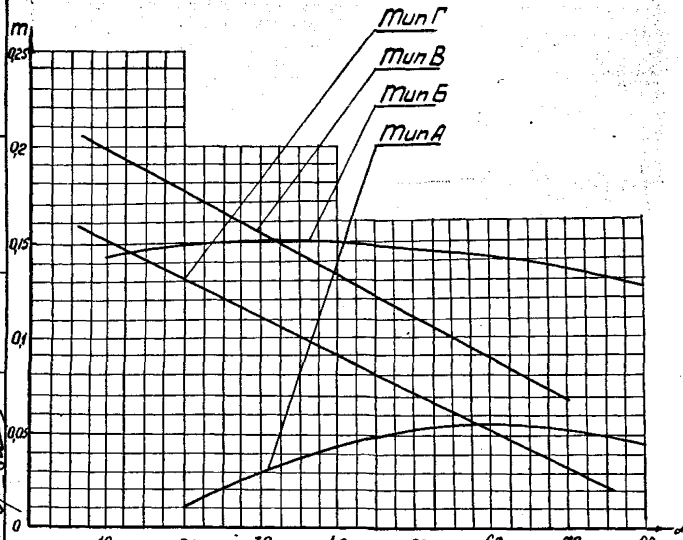
5.4.3. Гидродинамический момент M определяется по формуле:

$$M = m D_3^3 (1+\zeta) \frac{\gamma v^2}{2g} \qquad (6)$$

5.5. Выбор материала золотника

5.5.1. Задано:

5568-72 2д/кл



Черт. 16

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
5568-72	29/VII 72			

а) рабочая среда γ, ν;

б) диаметр условного прохода D_y.

5.5.1. По черт.10, 11, 12,13 находится точка пересечения значения диаметра условного прохода D_y и кривой, соответствующей вязкости $\nu = const$. Абсцисса найденной точки определит минимальный удельный динамический напор $\left(\frac{\gamma V^2}{g q_{прив}}\right)_{min}$, а кривая скорости, проходящая через данную точку определит минимальную скорость для режима $Re \geqslant 2 \cdot 10^4$ при отношении $\frac{\gamma}{\gamma_з} = 0{,}1$.

5.5.2. По одной из заданных величин:

а) углу поворота α,

③ б) коэффициенту ~~гидравлического~~ сопротивления ζ,

в) скорости среды V -

определяется действительное значение удельного динамического напора $\frac{\gamma V^2}{g q_{прив}}$ по черт.7, 8, 10, 11, 12 и 13.

5.5.3. Удельный вес материала золотника рассчитывается по формуле:

$$\gamma_з = \frac{10\gamma\left(\frac{\gamma V^2}{g q_{прив}}\right)_{min}}{\frac{\gamma V^2}{g q_{прив}}} \text{ кг/м}^3 \qquad (7)$$

6. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАЦИОНАЛЬНОМУ ВЫБОРУ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОБРАТНЫХ КЛАПАНОВ

④ 6.1. В целях уменьшения ζ рекомендуется проектировать для подъемных клапанов золотники, имеющие направление в крышке. При удельном динамическом напоре $\frac{\gamma V^2}{g q} > 0{,}5$ целесообразно применять золотники с направлением в крышке с $D_к / D_у = 1{,}75$.

5568-72 29/XII 80

При удельном динамическом напоре $\frac{\rho V^2}{2g} \leq 0,5$ рекомендуется применять клапаны с направлением в седле и с $D_к / D_у = 1,5$.

Увеличение высоты подъема h от $0,25\,D_у$ до $0,3\,D_у$ почти вдвое уменьшает гидродинамическое усилие, уменьшая коэффициент сопротивления ζ только на 5%, поэтому целесообразно ограничить максимальную величину подъема затвора $\frac{h}{D_у} = 0,25$.

6.2. Оптимальным вариантом формы дискового затвора является диск типа A.

6.3. Целесообразно максимальный угол поворота выбирать равным $\alpha = 60^\circ$, для этого на золотниках следует предусматривать упор.

6.4. Угол наклона плоскости уплотнения седла к вертикальной необходимо выбирать в пределах α_c° от 5 до 10°.

6.5. При работе поворотного клапана можно рекомендовать для уменьшения ζ и мягкой обратной посадки золотника значения α_o:

а) при удельном напоре

$\frac{\rho V^2}{2g} \geq 0,3$ α_c - от 5 до 10°;

б) при удельном напоре

$\frac{\rho V^2}{2g} \leq 0,3$ α_c - от 10 до 15°.

668-72 29/05/72

6.6. Обратные поворотные клапаны, открывающиеся на угол свыше 35 - 40°, имеют существенно меньший коэффициент сопротивления, чем подъемные клапаны при полном открытии затвора, то есть имеют преимущество при средних и больших расходах.

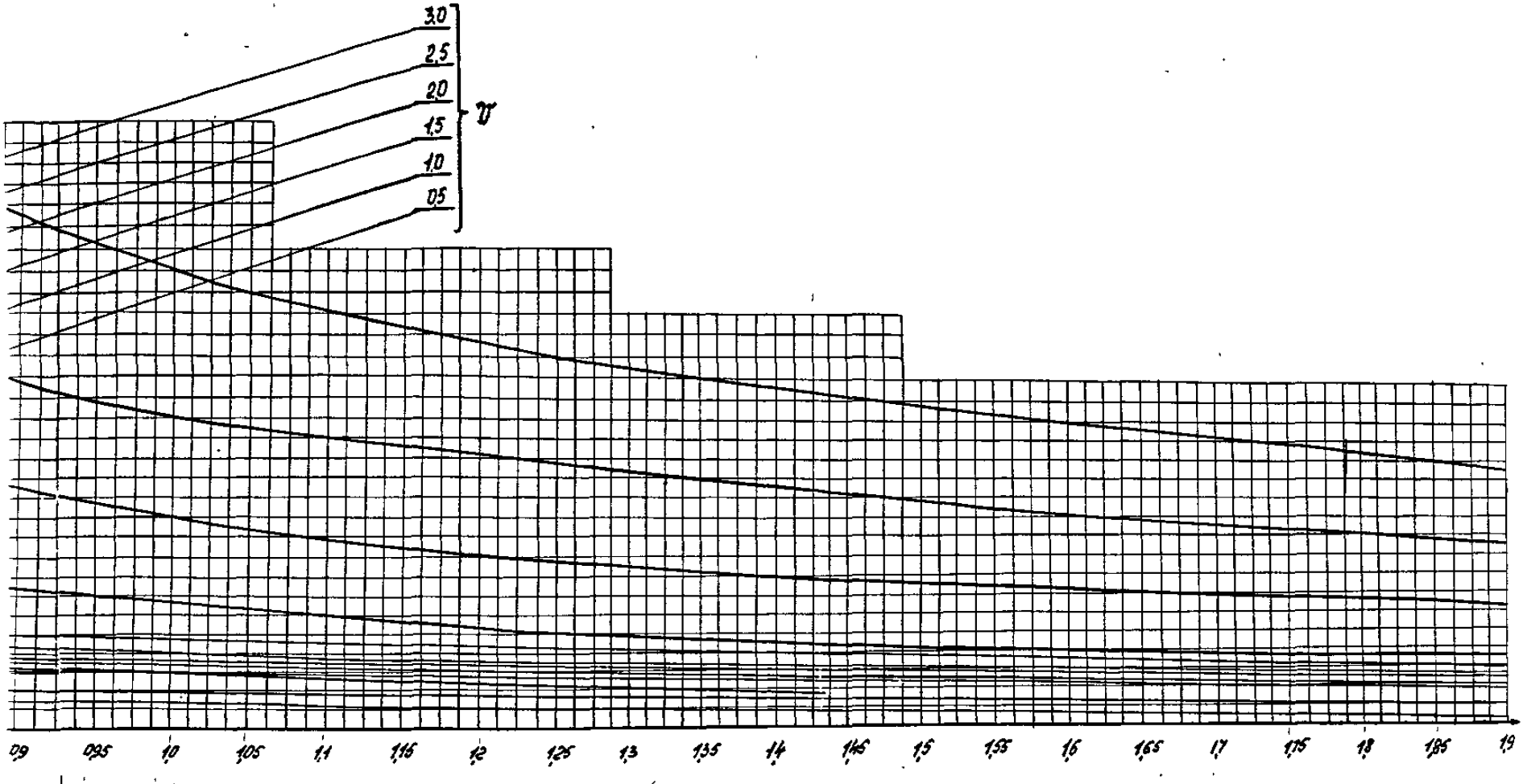
Главный инженер ЦКБА	М.Г.Сарайлов
Зам.главного инженера ЦКБА по научно - исследовательской работе	О.Н.Шпаков
Заведующий отделом №161	П.Ф.Перов
Заведующий отделом №153	Ю.И.Тарасьев
Руководитель темы	Э.З.Супоницкий
Ответственный исполнитель	Э.М.Яблонская

6668-72 23.12.72

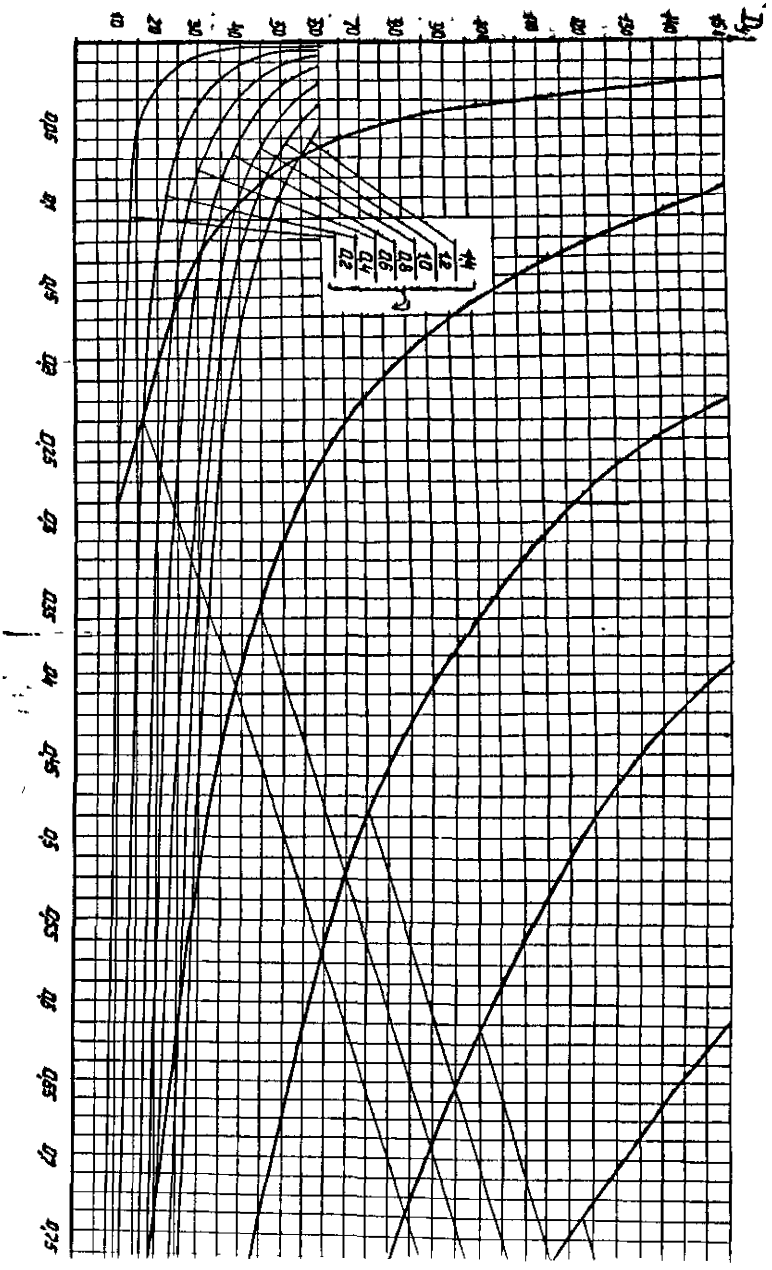
ЛИСТ РЕГИСТРАЦИИ ИЗМЕНЕНИЙ

Изм.	Номера листов (страниц)				Номер документа	Подпись	Дата	Срок введения изменения
	измененных	замененных	новых	аннулированных				
1	тит.				изм. №1		10.01.92.	
2	1		33		изм. №2		10.01.92	
3	1,8,9,21, 22,23,24, 26,27,30				изм. №3		10.01.92	
4	12,14, 30,9.			..	изм. №4		10.01.92.	
*	1	Письмом 21/2-2-373 от			13.06.96	из Управления по		
	–	развитию химического			и нефтяного	машиностроения.		
							17.04.97	

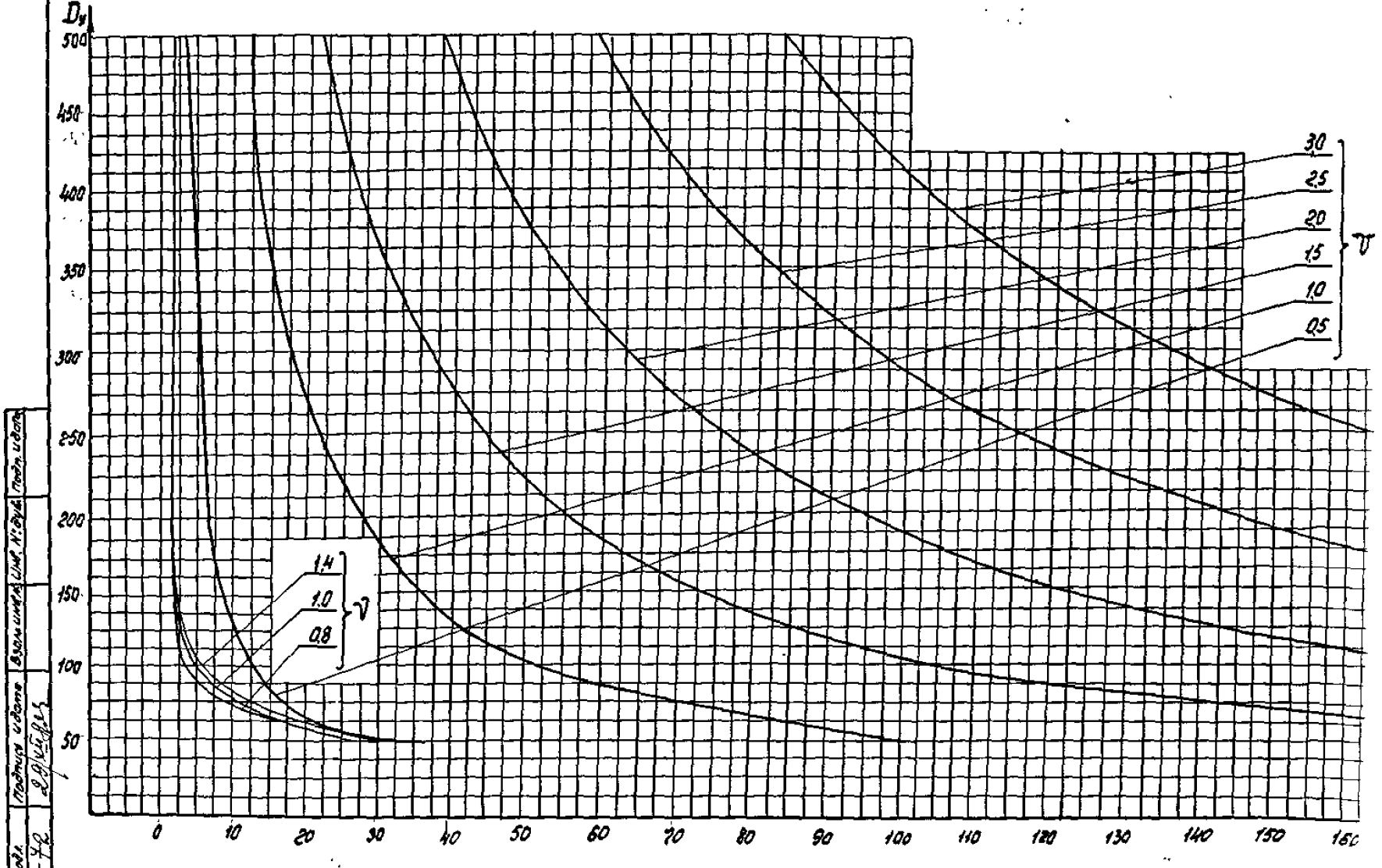
Нов (1)


3,0
2,5
2,0
1,5
1,0
0,5
V
0,9
0,95
1,0
1,05
1,1
1,15
1,2
1,25
1,3
1,35
1,4
1,45
1,5
1,55
1,6
1,65
1,7
1,75
1,8
1,85
1,9

Инв. N подл.	Подпись и дата	Взам. инв. N	Инв. N дубл.	Подп. и дата
5668-72	29/IV 1983			

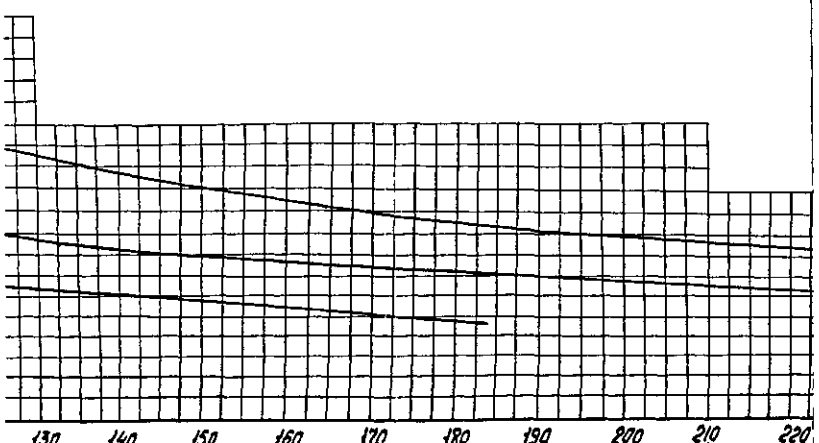


Mun A



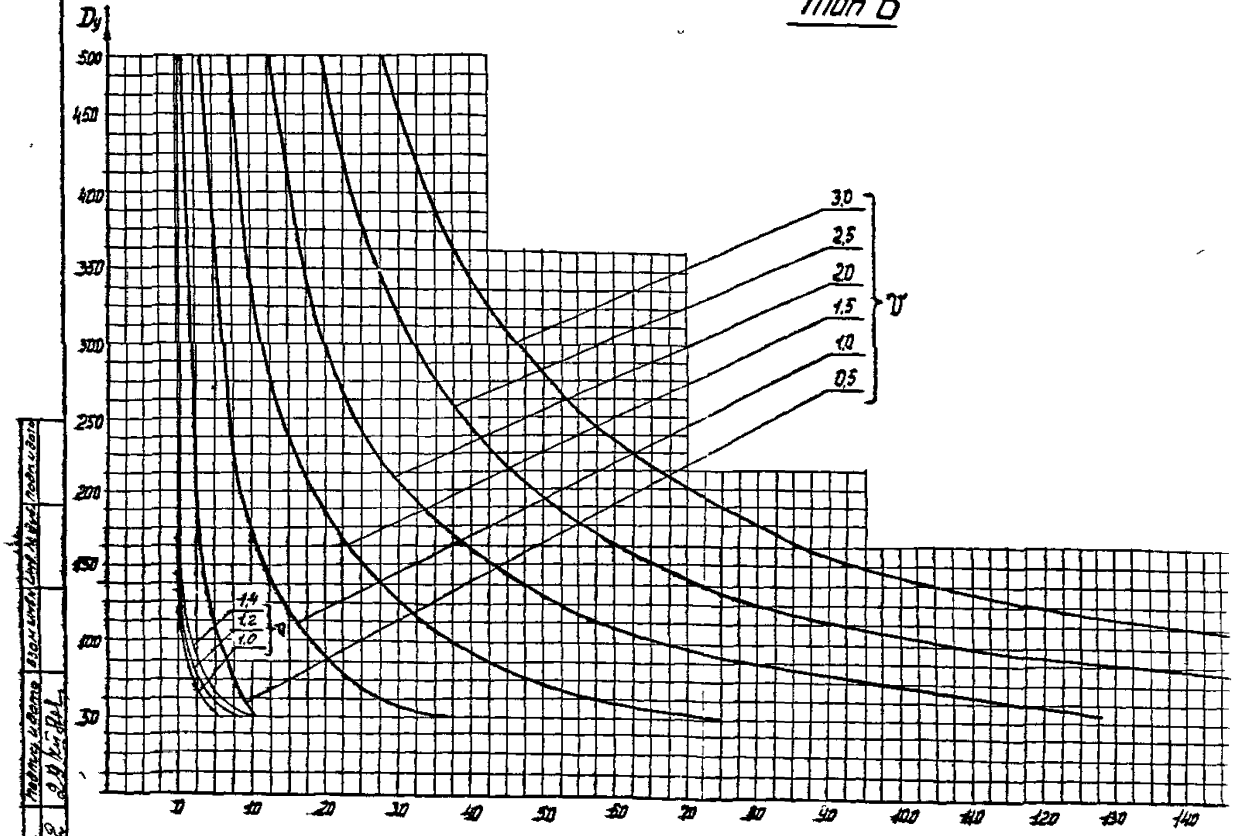
Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата
28/VII 83			

Т.N подл. 568-72



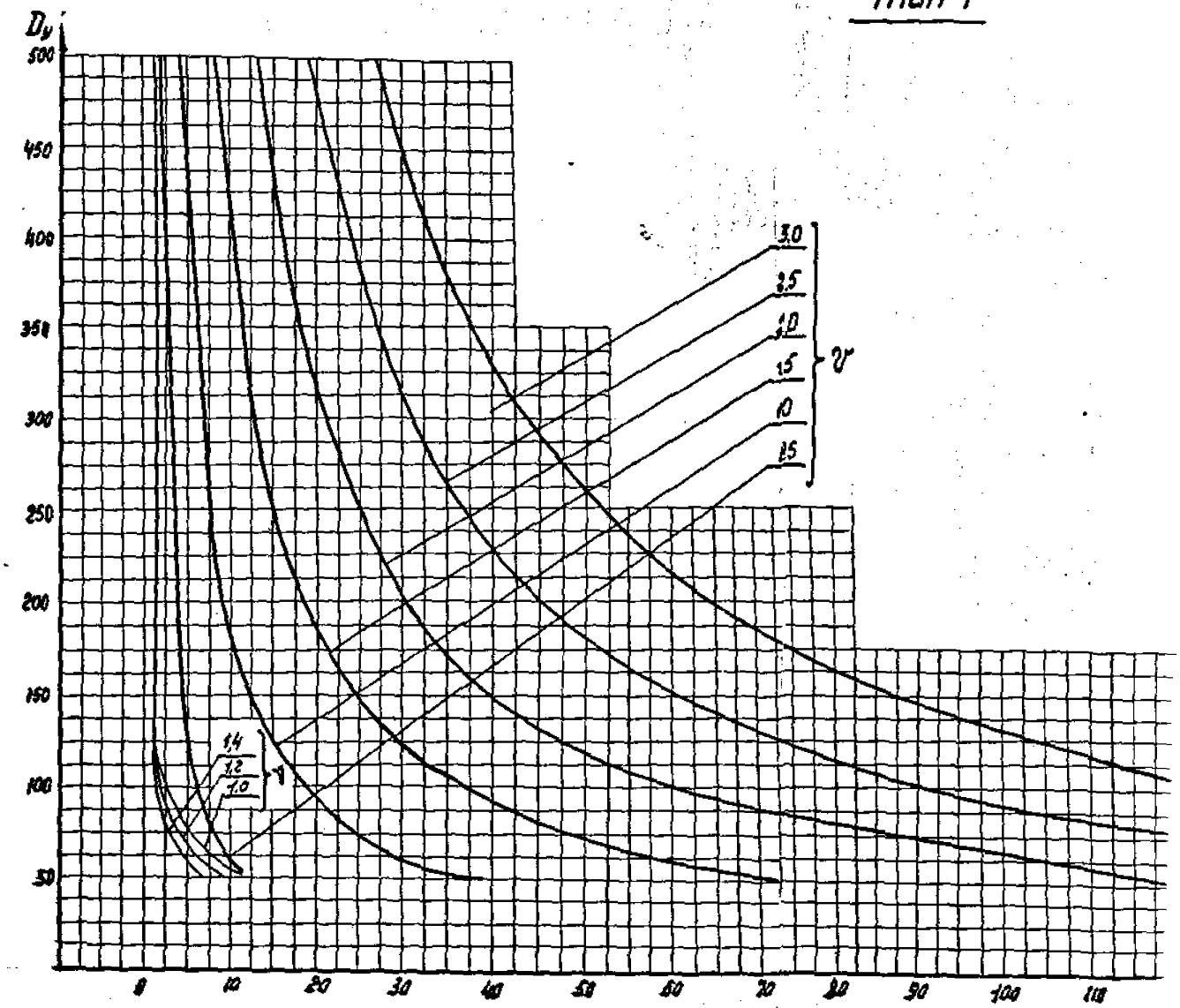
Черт. 11

Тип В


Dy
500
450
400
350
300
250
200
150
100
50
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
110
120
130
140
3,0
2,5
2,0
1,5
1,0
0,5
V
1,4
1,2
1,0
q

Черт. 12

Тип Г



Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата
5568-72	20.06.03			

gost.e-ecolog.ru